

# **Document made available under the Patent Cooperation Treaty (PCT)**

International application number: PCT/DE04/002788

International filing date: 21 December 2004 (21.12.2004)

Document type: Certified copy of priority document

Document details: Country/Office: DE

Number: 20 2004 000 185.3

Filing date: 09 January 2004 (09.01.2004)

Date of receipt at the International Bureau: 23 February 2005 (23.02.2005)

Remark: Priority document submitted or transmitted to the International Bureau in compliance with Rule 17.1(a) or (b)



World Intellectual Property Organization (WIPO) - Geneva, Switzerland  
Organisation Mondiale de la Propriété Intellectuelle (OMPI) - Genève, Suisse

# BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



## Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Gebrauchsmusteranmeldung

**Aktenzeichen:** 20 2004 000 185,3

**Anmeldetag:** 09. Januar 2004

**Anmelder/Inhaber:** Manfred Sommer,  
74199 Untergruppenbach/DE

**Bezeichnung:** Pumpe

**IPC:** F 04 C 2/344

**Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Gebrauchsmusteranmeldung.**

München, den 10. Februar 2005  
Deutsches Patent- und Markenamt  
Der Präsident  
Im Auftrag

A handwritten signature in black ink, appearing to read "Höls".

2

## BESCHREIBUNG



## Pumpe

## TECHNISCHES GEBIET

Die Erfindung betrifft eine als Verdrängerpumpe oder Drehkolbenpumpe konzipierte Pumpe. Hauptanwendungsgebiete solcher dick- und zähflüssige Produkte fördernder Pumpen finden sich in der chemischen, pharmazeutischen und in der Lebensmittel verarbeitenden Industrie.

## STAND DER TECHNIK

Aus der DE 34 18 708 A1 ist eine Pumpe der eingangs genannten Art bekannt. Diese Pumpe besitzt einen Rotor, der drehfest auf einer mit einem motorischen Antrieb verbindbaren Antriebswelle gelagert ist. Der Rotor besitzt einen radial wegstehenden, wellenförmig umlaufenden Rotorkragen. Der Einlass und der Auslass der Pumpe sind voneinander getrennt. Der Einlass kommuniziert mit einem Ansaugraum und der Auslass mit einem Auslassraum. Diese beiden Pumpenräume sind über einen Pumpkanal miteinander verbunden. Die den Rotor antreibende Antriebswelle ragt bei dieser Pumpe weit in den Pumpenraum hinein. Ihre Lagerstellen befinden sich einmal im Bereich der rückwärtigen Gehäusewand und zum anderen außerhalb des Pumpengehäuses in einem an der Rückwand des Pumpengehäuses angeflanschten hohlzylindrischen Wellenträger. Der Rotor sitzt damit auf dem Kragendbereich der Antriebswelle. Aufgrund der unvermeidlichen Durchbiegungen des Kragendbereiches der Antriebswelle, die umso höher sind, je höher die Arbeitsdrücke sind, mit der die Pumpe betrieben wird, müssen entsprechend große Toleranzen zwischen den rotierenden Teilen, wie dem Rotorkragen, und den nicht rotierenden Teilen, wie den den Pumpkanal seitlich einrahmenden Kanalwänden des Stators, berücksichtigt werden, um einen unerwünscht hohen Verschleiß von aneinander reibenden Teilen zu vermeiden.

Mittels eines in axialer Richtung verstellbaren, an dem Rotorkragen in axialer Richtung beidseitig dichtend anliegenden Dichtschiebers wird sichergestellt, dass das jeweils durch den Pumpkanal vom Einlass zum Auslass geförderte Medium nicht an dem Dichtschieber vorbei rückwärts wieder zum Einlass fließen kann. Der Dichtschieber muss daher während der rotativen Bewegung des Rotors kontinuierlich dicht beidseitig an dem Rotorkragen anliegen. Eine ausreichende Abdichtung muss auch zwischen dem Rotorkragen und den ihn in axialer Richtung begrenzenden Wänden des Pumpkanals im Bereich des Stators vorhanden sein, soll die Förderwirkung und damit der Wirkungsgrad der Pumpe nicht beeinträchtigt werden. Diese Abdichtung wird durch eine der radialen Länge des Rotorkragens entsprechende linienförmige Anlage des Rotorkragens am Dichtschieber und an den den Pumpkanal begrenzenden Statorwänden erreicht.

#### DARSTELLUNG DER ERFINDUNG

Ausgehend von diesem vorbekannten Stand der Technik liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, eine verbesserte Pumpe der eingangs genannten Art anzugeben.

Diese Erfindung ist durch die Merkmale des Hauptanspruchs gegeben. Sinnvolle Weiterbildungen der Erfindung sind Gegenstand von sich an den Hauptanspruch anschließenden weiteren Ansprüchen.

Die erfindungsgemäße Pumpe zeichnet sich dadurch aus, dass der Rotorkragen zumindest in Umfangsrichtung abschnittsweise ebene Außenflächen aufweist. Diese Außenflächen sind vorzugsweise auf beiden seiner einander gegenüberliegenden Außenflächen vorhanden. Damit wird erreicht, dass der Rotorkragen zumindest im Bereich der Statorwände nicht linear sondern flächig anliegt. Die Dichtfläche ist damit entscheidend vergrößert, was den Wirkungsgrad der Pumpe verbessert.

Auch im Bereich des Dichtschiebers kann eine flächige Dichtfläche zwischen den Außenflächen des Rotorkragens und den beiden Laibungswänden des im Dichtschieber vorhandenen nutartigen Durchbruches erreicht werden. Je nach Ausbildung der Außenflächen des Rotorskragens und der mit diesen entsprechend formmäßig angepassten Laibungswänden kann eine abwechselnd lineare und flächige Dichtfläche oder eine praktisch durchgängige flächige Dichtfläche erreicht werden. Beispiele für solche ebenen Dichtflächen sind den in der Zeichnung dargestellten und nachstehend beschriebenen Ausführungsbeispielen zu entnehmen.

Bei einer solchen erfindungsgemäßen Pumpe, aber auch bei im Stand der Technik bekannten derartigen Pumpen, kann nach einer wesentlichen Weiterbildung innerhalb des vom Rotor in axialer Richtung eingenommenen Lichtraumbereichs eine Lagerstelle für die Antriebswelle vorhanden ist. Die Antriebswelle kragt dann nicht mehr frei in den Pumpenraum hinein, sondern ist innerhalb des vom Rotor in axialer Richtung eingenommenen Lichtraumbereichs oder aber vorzugsweise in dem vom Rotorkragen in axialer Richtung eingenommenen Lichtraumbereich, in radialer Richtung abgestützt gelagert. Die extrem großen Durchbiegungen, die bei entsprechend hohen Arbeitsdrücken konstruktiv im Stand der Technik berücksichtigt werden müssen, treten nunmehr nicht mehr auf. Das bedeutet, dass die Lagerausbildungen der Antriebswelle und die Ausbildung der Antriebswelle selber nicht mehr so stark dimensioniert werden müssen, dass die Durchbiegungen in Kragendbereich der Antriebswelle entsprechend gering werden. Die innerhalb des Pumpengehäuses vorhandene Lagerstelle für die Antriebswelle hat den weiteren Vorteil, dass die Baulänge der Pumpe gegenüber der vorbekannten Pumpe wesentlich kürzer wird; auf den von außen angeflanschten hohlylindrischen Wellenträger gemäß dem vorbekannten Stand der Technik, an dessen zum Pumpengehäuse entfernter Ende eine weitere Lagerstelle für die Antriebswelle ausgebildet ist, kann nämlich nunmehr verzichtet werden. Die ausreichende Lagerung

der Antriebswelle kann im Bereich der Rückwand der Pumpe und innerhalb des vom Rotor beziehungsweise seines Rotorkragens in axialer Richtung eingenommenen Lichtraumprofils vorgesehen werden.

Die innerhalb des Pumpengehäuses vorhandene Lagerstelle für die Antriebswelle kann nach den auch in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispielen durch einen hohlzylindrischen Wellenträger verwirklicht werden, der vom rückwärtigen Bereich der Pumpe in ihren Innenraum frei auskragt. Der Wellenträger kann ausreichend biegesteif ausgebildet werden, so dass die unvermeidbaren Durchbiegungen an seinem Kragende eine für den praktischen Betrieb der Pumpe unwesentliche Bedeutung haben. Für den auf dem Kragendbereich des Wellenträgers drehfest angeordneten Rotor und dessen Rotorkragen kann daher konstruktiv von einem in axialer Richtung praktisch festen Lager ausgegangen werden. Eine solche Pumpe baut nicht nur wesentlich kürzer als die vorstehend im Stand der Technik bekannte Pumpe, sondern kann auch mit vergleichsweise höheren Arbeitsdrücken betrieben werden.

Wie schon erwähnt, muss der Rotorkragen möglichst dicht auch an den den Pumpkanal in axialer Richtung begrenzenden, feststehenden Wandbereichen anliegen, um einen entsprechend hohen Wirkungsgrad der Pumpen zu ermöglichen. Um nun einen Verschleiß der Gebäudewände und des Rotors durch gegenseitiges Aneinanderreiben zu verhindern, ist es bekannt, den Pumpkanal durch austauschbare Verschleißteile, sogenannte Statoren, auszukleiden. Vorhandene Durchbiegungen der Antriebswelle, wie sie im Stand der Technik vorhanden sind, machen es erforderlich, dass zwischen dem Rotor und dem Stator Toleranzen eingehalten werden, die so groß sein müssen, dass bei Höchstbelastung der Pumpe der Rotor den Stator nicht berührt. Im gewissen Maße hilft man sich dadurch, dass für den Stator Kunststoffmaterial verwendet wird, so dass bei seiner Berührung durch den aus Stahl hergestellten Rotor kein Materialabtrag von Stahl auf Stahl erfolgt. Diese Problematik ist umso größer, je

größer die Durchbiegung der Antriebswelle ist. Bei diesen einzuhaltenden Toleranzen ist in diesem Zusammenhang auch noch zu berücksichtigen, dass die verschiedenen Kunststoffe sich unter Einwirkung von Wärme unterschiedlich stark ausdehnen. Nun erfolgt die Reinigung solcher Pumpen in aller Regel bei Temperaturen, die bei 100 Grad Celsius und darüber liegen, so dass entsprechende Ausdehnungstoleranzen der jeweiligen Kunststoffe bei der Konstruktion der Pumpe berücksichtigt werden müssen, damit gewährleistet bleibt, dass die Rotoren auch bei hoher Temperatur frei im Pumpenraum sich drehen können. Die in den einzuhaltenden Toleranzen liegende Problematik wird durch die eintretende Durchbiegungen der Antriebswelle und damit des auf ihr sitzenden Rotors ganz entscheidend mit beeinflusst; bei zu großen Toleranzen fällt der Wirkungsgrad der Pumpe steil ab.

Mit der die vorstehend beschriebenen Lagerkonstruktionen aufweisenden Pumpe ist es daher nicht mehr nötig, zur Vermeidung der vorstehenden Problematik auf leistungsstärkere Pumpen zurückzugreifen; nicht mit voller Leistung betriebene leistungsstärkere Pumpen weisen entsprechend kleinere Durchbiegungen auf, so dass die Toleranzproblematik sich günstiger darstellt. Solche größeren Pumpen, die betriebs-technisch an sich nicht erforderlich wären, erhöhen die Betriebskosten einer solchen Pumpe.

Aufgrund der zusammen mit dem Wellenträger ein frei auskragendes Konstruktionsteil bildenden Antriebswelle kann der Rotor in Art einer Stirnkappe die Antriebswelle und dabei auch den Wellenträger stirnseitig umfassen. Dies erlaubt dann eine einfache Montage und Demontage des Rotors, indem der Rotor axial auf die Antriebswelle drehfest aufgeschoben und beispielsweise mittels einer Halte- oder Verschlussmutter axial unverrückbar an der Antriebswelle gehalten werden kann.

Der Rotor kann aus Edelstahl oder auch aus Keramik oder Glas hergestellt sein.

J

Die Lagerstelle der Antriebswelle kann auf der Innenseite des Wellenträgers ausgebildet sein. Auf der dazu gegenüberliegenden Außenseite des Wellenträgers kann eine zusätzliche Lagerstelle für den Rotor ausgebildet sein, sofern die Kappenwand des Rotors nicht so biegesteif ist, dass die drehfeste Lagerstelle des Rotors an der Antriebswelle ausreicht.

Es ist auch möglich, die Lagerstelle für die Antriebswelle auf der Außenseite des Wellenträgers anzuordnen. Diese Lagerstelle kann dann gleichzeitig als in axialer Richtung wirkende Lagerstelle für den Rotor beziehungsweise für dessen Kappenbereich benutzt werden. In diesem Fall hängt sich die Antriebswelle über den Rotor von außen an dem Wellenträger an.

Die im Kragendbereich des Wellenträgers vorhandene jeweilige Lagerstelle für die Antriebswelle und für den Rotor, sofern letztere zusätzlich zu der drehfesten Lagerung des Rotors vorgesehen wird, können in derselben axialen Querschnittsebene angeordnet werden.

Um möglichst schlanke Lager auszubilden, kann jede Lagerstelle aus mehreren, in axialer Richtung nebeneinanderliegenden Lagern bestehen.

Neben dieser vorstehend beschriebenen, innerhalb des Pumpengehäuses vorhandenen ersten Lagerstelle kann eine zweite Lagerstelle für die Antriebswelle im Bereich der dem motorischen Antrieb benachbarten Rückwand der Pumpe vorhanden sein. Bei sehr leichten Pumpenkonstruktionen könnte auf diese zweite Lagerstelle auch verzichtet werden und die Antriebswelle erst im Bereich des motorischen Antriebes gelagert werden.

Es hat sich als vorteilhaft herausgestellt, das Pumpengehäuse an einem Lagerstuhl so zu befestigen, dass das Pumpengehäuse in verschiedenen Drehstellungen an demselben befestigt werden kann. Auf diese Weise können der Einlass und der Auslass den entsprechenden örtlichen Gegebenheiten auch bei einer

kreiszylindrischen Außenkontur des Pumpengehäuses optimal räumlich angepasst werden. Ein solcher Lagerstuhl kann einen Halteflansch besitzen, an dem das Pumpengehäuse beispielsweise in der jeweils gewünschter Drehstellung angeschraubt werden kann. Die Antriebswelle durchdringt dann diesen Halteflansch und endet in dem Pumpengehäuse.

Die vorstehend bereits erwähnte, hilfweise vorhandene zweite Lagerstelle für die Antriebswelle kann dann im Halteflansch vorgesehen werden.

Alternativ dazu könnte diese zweite Lagerstelle auch in der Rückwand des Pumpengehäuses vorgesehen werden.

Der in das Pumpengehäuse frei hineinkragende Wellenträger kann an der Rückwand des Pumpengehäuses oder auch an dem Halteflansch biegesteif befestigt werden. Der Wellenträger, der in diesem Falle nicht gewichtsmäßiger Bestandteil des Pumpengehäuses ist, muss beim Abnehmen des Pumpengehäuses vom Halteflansch nicht gewichtsmäßig berücksichtigt werden.

Um zu verhindern, dass nach Öffnen der Pumpe und axialem Abziehen des Rotors von seinen Lagern, wie beispielsweise den vorstehend beschriebenen Radiallagern, das Lageröl dieser Lager ausläuft und den Innenraum der Pumpe verschmutzt, können diese Lager mit einer Büchse überzogen sein. Eine solche Büchse kann als aufmontiertes Konstruktionsteil beim Demontieren des Rotors auf dem oder den Lagern verbleiben und dichtet dann dieselben unverändert zuverlässig ab. Mittels in die Hülsenwandung eingefräster Lüftungsnute oder durch die Hülsenwandung axial hindurchgehender Lüftungsbohrungen kann die Montage und Demontage der Hülse erleichtert werden.

Weitere Vorteile und Merkmale der Erfindung sind den in den Ansprüchen ferner angegebenen Merkmalen sowie den nachstehenden Ausführungsbeispielen zu entnehmen.

#### KURZE BESCHREIBUNG DER ZEICHNUNG

Die Erfindung wird im Folgenden anhand der in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiele näher beschrieben und erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 einen Vertikal-Längsschnitt durch eine erste Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Pumpe,

Fig. 2 eine radiale Draufsicht auf eine Abwicklung des Rotorkragens an seinem radial inneren Umfangsrand vom Rotor nach Fig. 1,

Fig. 3 eine radiale Draufsicht auf eine Abwicklung des Rotorkragens an seinem radial äußeren Umfangsrand vom Rotor nach Fig. 1,

Fig. 4 eine axiale Ansicht des Rotorsnach Fig. 1,

Fig. 5 eine Ansicht eines mit dem Rotorkragen abdichtend zusammenwirkenden Dichtschiebers nach Fig. 1,

Fig. 6 eine Schnittdarstellung gemäß Linie 6-6 der Fig. 5,

Fig. 7 eine Draufsicht ähnlich der von Fig. 2 auf einen Rotorkragen gemäß dem Stand der Technik.Fig. 9 ebenfalls verwendbaren aufblasbaren Dichtkörpers.

#### WEGE ZUM AUSFÜHREN DER ERFINDUNG

Die in Fig. 1 dargestellte Pumpe 10 ist mit der Rückwand 14 ihres Gehäuses 12 mittels Schrauben 16 an dem Halteflansch 18 eines Lagerstuhls 20 angeschraubt. Das Gehäuse 12 ist um seine Achse 22 rotationssymmetrisch ausgebildet, mit der im Grundriss kreisförmigen Rückwand 14 und einer kreiszylindrischen, mit der Rückwand 14 einstückig verbundenen Mantelwand 24.

An der in Fig. 1 linken Stirnwand 26 der Mantelwand 24 liegt ein das Gehäuse 12 in axialer Richtung verschließender Deckel 28 an. Der Deckel 28 ist über mehrere, umfangsmäßig am Deckel 28 verteilt angeordnete Stiftschrauben, von denen in Fig. 1 lediglich einige Stiftschrauben-Achsen 30 dargestellt sind, an der Rückwand 14 angeschraubt. Die Stiftschrauben führen durch den Innenraum des Gehäuses 12 hindurch. Von den Stiftschrauben sind in Fig. 1 ihre außenseitig aufgeschraubten Ringmuttern 34 dargestellt. Zwischen der Stirnseite 26 der Mantelwand 24 und dem Deckel 28 ist in einer in dem Deckel 28 umlaufenden Ringnut ein O-Ring 36 eingelegt, der für die erforderliche Dichtheit sorgt.

Die Innenwandung der Mantelwand 24 kann kreiszylindrisch oder zwecks leichteren Ausformens beim Herstellen des aus der Rückwand 14 und der Mantelwand 24 bestehenden - im vorliegenden Fall - einteiligen Stückes leicht konisch ausgebildet sein.

Die an den beiden Enden der Stiftschraube vorhandenen Gewindeabschnitte sind im Durchmesser kleiner als der Durchmesser des im Innenraum des Gehäuses 12 vorhandenen Stiftschrauben-Schaftes, so dass jede den Deckel 28 und die Rückwand 14 miteinander verschraubende Stiftschraube den Deckel 28 und die Rückwand 14 im gegenseitigen festgelegten Abstand aneinander hält.

Der Lagerstuhl 20 besitzt eine im vorliegenden Beispielsfalle rechtwinklig mit ihm verbundene Fußplatte 38, mit der das Gehäuse 12 und damit die Pumpe 10 auf einem Untergrund 40 aufgestellt werden kann. Dieser Untergrund 40 kann auch ein Konstruktionsteil sein, das beliebig im Raum ausgerichtet sein kann. So kann beispielsweise mittels einer Verschraubung, von der zwei Verschraubungsachsen 42 dargestellt sind, die Fußplatte 38 und damit der gesamte Lagerstuhl 20 an besagtem Untergrund 40 lösbar befestigt werden.

27

Ein hohlzylindrischer Wellenträger 50, dessen Zylinderachse mit der Achse 22 zusammenfällt, ragt durch die Rückwand 14 hindurch in den Innenraum des Gehäuses 12. Der Wellenträger 50 ist mittels eines endseitigen Flansches 52 mittels mehrerer, von außen zugänglicher, umfangsmäßig verteilter Schrauben 54 an dem Halteflansch 18 befestigt. Der Wellenträger 50 ist materialmäßig und querschnittsmäßig so ausgebildet, dass sein im Gehäuse 12 endender Kragendbereich unter Belastung praktisch keine, zumindest eine für den Betrieb der Pumpe 10 vernachlässigbare Durchbiegung aufweist.

Zentral durch den Wellenträger 50 hindurch ragt eine Antriebswelle 60. Das - in Fig. 1 - rechte Ende der Antriebswelle 60 ist mittels einer Passfeder 62 drehfest an der in der Zeichnung nicht dargestellten Abtriebswelle eines motorischen Antriebes anschließbar, so dass die Antriebswelle 60 in beiden Rotationsrichtungen antreibbar ist.

An dem im Innenraum des Gehäuses 12 endenden Kragende 64 der Antriebswelle 60 ist ein Rotor 70 drehfest befestigt. Der Rotor 70 ist - bezogen auf die Fig. 1 - von links auf das Kragende 64 der Antriebswelle 60 aufgeschoben und mittels einer endseitig auf der Antriebswelle 60 aufgeschraubten Verschlussmutter 66 in seiner aufgesteckten, drehfesten Position lagefixiert gehalten. Die Verschlussmutter 66 liegt über einem O-Ring 68 abgedichtet an der Stirnwand 72 des Rotors 70 an.

Der Rotor 70 besitzt eine Rotornabe 74, die eine zentrale, zur Rückwand 14 hin zeigende Ausnehmung aufweist, so dass die Rotornabe 74 in Form einer Kappe den Kragendbereich 76 der Antriebswelle 60 von außen mit Abstand umgreift. An den Kragendbereich 76 schließt sich in Richtung des auskragenden Endes der Antriebswelle 60 das Kragende 64 und daran der Schraubbereich für die Verschlussmutter 66 an.

Im Kragendbereich 76 ist ein Kegelrollenlager 80 beziehungsweise Schrägrollenlager zwischen der Antriebswelle 60

22

und dem Wellenträger 50 ausgebildet. Dieses Kegelrollenlager 80 kann insbesondere radiale, darüber hinaus auch axiale Kräfte aufnehmen. Derartige auf den Rotor 70 einwirkende Kräfte können über dessen Rotornabe 74 und über die Antriebswelle 60 auf den Wellenträger 50 und letztendlich auf den Lagerstuhl 20 übertragen beziehungsweise abgetragen werden. Das Kegelrollenlager 80 bildet damit eine im Innenraum des Gehäuses 12 vorhandene Lagerstelle für die Antriebswelle 60, da das Kegelrollenlager 80 durch seine Abstützung am Wellenträger 50 lagemäßig in dem Gehäuse 12 praktisch fest angeordnet ist. Die Antriebswelle 60 wird damit im Bereich des Kegelrollenlagers 80 abgestützt gehalten.

Das Kegelrollenlager 80 ist auf der - in Fig. 1 - linken Seite durch eine Schulterverbreiterung 82 der Antriebswelle 60 und auf der dazu entgegengesetzten, rechten Seite durch einen in einer Wellennut einsitzenden, axial abgestützten Lagerinnenring 84 gehalten. Radial außenseitig wird das Kegelrollenlager 80 zwischen einem endseitig auf den Wellenträger 50 aufgeschraubten Abstützring 86 und einem in den Wellenträger 50 eingeformten Rücksprung 88 lagefixiert gehalten.

Zum Zwecke der Abdichtung ist außenseitig des Abstützringes 86 ein Wellendichtring 90, der an der Schulterverbreiterung 82 dichtend anliegt, angeordnet.

Auf der zum Kegelrollenlager 80 gegenüberliegenden Außenseite des Wellenträgers 50 ist ein Radial-Nadellager 92 zwischen dem Wellenträger 50 und der Rotornabe 74 angeordnet. Die Rotornabe 74 stützt sich auch über dieses Nadellager 92 auf dem Wellenträger 50 ab. Dieses Lager 92 wird - bezogen auf die Fig. 1 - auf seiner linken Seite durch einen Wellendichtring 94, der zwischen der Rotornabe 74 und dem Wellenträger 50 vorhanden ist, abgedichtet. Auf seiner dazu gegenüberliegenden - bezogen auf die Fig. 1 - rechten Seite schließt sich an das Radial-Nadellager 92 eine Dichtringaufnahme 100 an.

23

Diese Dichtringaufnahme 100 liegt rotationsfest an der Innenseite der Rotornabe 74 an. Die einen rotationssymmetrischen Querschnitt aufweisende Dichtringaufnahme 100 ragt mit ihrem Wandendbereich 102 durch die Rückwand 14 hindurch. Eine scharfe, von dem Wandendbereich 102 abweisende Kante 104 sorgt im Falle einer Leckage dafür, dass das dabei austretende Medium von dem Wellenträger 50 weggerichtet aus dem Bereich der Dichtringaufnahme 100 austritt. Dieses Leckage-Medium tritt in einen zwischen der Rückwand 14 und dem Halteflansch 18 ausgebildeten Zwischenraum 106 ein, von dem es über in dem Halteflansch 18 ausgebildete, in der Zeichnung nicht dargestellte Öffnungen nach außen treten kann.

An einer radial einspringenden Schulter 108 der Dichtringaufnahme 100 stützt sich ein Wellendichtring 110 ab, der abdichtend an der Außenseite des Wellenträgers 50 anliegt. Zusammen mit dem Wellendichtring 94 dichtet er das Radial-Nadellager 92 in axialer Richtung beidseitig ab.

Im Bereich des Halteflansches 18 ist ein weiteres Lager zwischen der Antriebswelle 60 und dem Wellenträger 50 in Form eines Kugellagers 114 vorhanden. Dieses Kugellager 114 ist zur Außenseite des Halteflansches 18 hin über einen Wellendichtring 116 abgedichtet, der seinerseits über einen von außen her auf den Halteflansch 18 aufgeschraubten Schraubring 118 gehalten ist.

Bei der in Fig. 1 dargestellten Konfiguration sind die Kegelrollenlager 80 und das Radial-Nadellager 92 in derselben Querschnittsebene 112 angeordnet.

Diese Querschnittsebene 112 liegt innerhalb des axialen Bereichs der Rotornabe 74 und darüber hinaus auch in dem axialen Querschnittsbereich des an der Rotornabe 74 einstückig angeformten Rotorkragens 120.

24

Dieser Rotorkragen 120 besitzt eine umlaufende etwa wellenförmige Gestalt, die nachstehend noch ausführlich beschrieben ist.

Im unteren Bereich des Gehäuses 12 ist ein Pumpkanal 124 vorhanden, innerhalb dessen sich der Rotorkragen 120 bei Rotation der Antriebswelle 60 in axialer Richtung hin und her bewegt. Der Pumpkanal 124 wird durch einen Stator 130 eingerahmt gebildet, der aus zwei Statorhälften 132, 134 zusammengesetzt ist. Die beiden Statorhälften 132, 134 sind im vorliegenden Beispieldfall im Querschnitt identisch ausgebildet und liegen über eine gemeinsame Kontaktfläche 136 dicht aneinander. Die beiden Statorhälften 132, 134 werden zwischen dem Deckel 28 und der Rückwand 14 eingepresst gehalten. Die vorstehend bereits erwähnten Stiftschrauben, die den Deckel 28 an der Rückwand 14 auf Abstand lagefixiert halten, gehen auch durch den Stator 130 beziehungsweise durch dessen beide Statorhälften 132, 134, außerhalb des Pumpkanals 124, hindurch.

Der Deckel 28 besitzt einen zentralen, kreisringförmig nach außen vorspringenden Deckelbereich 138. In der dadurch ausgeformten inneren Einwölbung sitzt teilweise eine rotations-symmetrische Frontbüchse 140. Diese Frontbüchse 140 ist über von außen zugängliche Schrauben 142 an dem Deckel 28 beziehungsweise an diesem zentralem Deckelbereich 138 angeschraubt gehalten. Die Frontbüchse 140 umhüllt mit Abstand das stirnseitige Ende der Rotornabe 74 und die auf der Antriebswelle 60 aufgeschraubte Verschlussmutter 66. Ihre Innenwandung 144 ist im vorliegenden Falle gewölbt, ohne scharfe Kanten, ausgebildet, um sie leicht reinigen zu können. Über umlaufend in der Frontbüchse 140 eingepasste O-Ringe 146, 148 ist die Frontbüchse 140 gegenüber dem Deckel 28 beziehungsweise der Rotornabe 74 und der linken Statorhälfte 132 abgedichtet.

Die - bezogen auf die Fig. 1 - Oberseite der Frontbüchse 140 bildet den Boden des Ansaugraumes beziehungsweise des

25

Auslassraumes 150, über die der Pumpkanal 124 einerseits mit dem Einlass 152 und andererseits mit dem Auslass der Pumpen 10 jeweils verbunden ist. Die Längsachsen 154 des Einlasses 152 und des Auslasses stehen im vorliegenden Beispielsfall rechtwinklig aufeinander.

Fluchtend zur Oberseite der Frontbüchse 140 ist auf der - bezogen auf Fig. 1 - rechten Seite der Rotornabe 74 ein Halterung 160 mit seiner Oberseite positioniert. Dieser Halterung 160 bildet mit seiner Oberseite ebenso wie die Frontbüchse 140 den Boden des Ansaugraumes beziehungsweise des Auslassraumes 150.

Der Halterung 160 stellt den dichtenden Bodenbereich des Ansaugraumes beziehungsweise des Auslassraumes 150 zwischen der Rotornabe 74 und der Rückwand 14 des Gehäuses 12 dar. Zwischen der Rotornabe 74 und dem Halterung 160 sind im vorliegenden Beispielsfall zwei axial und radial gegenseitig versetzte, mit der Rotornabe 74 mitrotierende Gleitringe 164, 166 eingepasst. Gegen diese Gleitringe 164, 166 liegen stationäre Gleitringe 165 beziehungsweise 167 drückend an. Diese letzteren Gleitringe 165, 167 werden durch in der Zeichnung nicht dargestellte Federringe, die sich rückseitig an radial einspringenden Schultern des Halteringes 160 abstützen, gegen den Gleitring 164 beziehungsweise 166 gedrückt.

Der Halterung 160 ist über umfänglich verteilt angeordnete Schrauben 176 an der Rückwand 14 befestigt.

Die Gleitringe 165, 167 können aus jedem geeigneten Material, wie beispielsweise insbesondere auch aus Keramikmaterial bestehen. Die mitrotierenden Gleitringe 164, 166 können insbesondere aus metallischem Material bestehen.

Die aus den beiden Gleitringen 164, 165 beziehungsweise 166, 167 gebildeten Abdichtungen können beide in axialer Richtung in beliebiger gegenseitiger Ausrichtung angeordnet sein.

76

Der Ansaugraum und der Auslassraum 150 sind durch eine Schieberführung 162, die eine dichte Absperrplatte zwischen diesen beiden Räumen darstellt, voneinander druckmäßig getrennt. An der Schieberführung 162 liegt ein Dichtschieber 182 in axialer Richtung hin und her bewegbar an. Der Dichtschieber 182 ist in dem Auslassraum 150 angeordnet, so dass er durch den dort herrschenden Druck, der größer ist als der im Ansaugraum herrschende Druck, dicht an der Schieberführung 162 bei seiner Hin- und Herbewegung anliegt. In dem Dichtschieber 182 ist ein nach unten offener, zentraler Durchbruch 184 für den Rotorkragen 120 vorhanden. Der Rotorkragen 120 liegt bei seiner rotierenden Bewegung mit seinen beiden in axialer Richtung seitlichen Kragenwänden, von denen in Fig. 1 seine eine Seitenwand 186 sichtbar ist, dichtend an, wie noch nachstehend näher beschrieben ist.

Der Dichtschieber 182 wird auf seiner zur Schieberführung 162 entgegengesetzten Seite durch in der Zeichnung nicht dargestellte Konstruktionsteile, die mit dem Gehäuse 12 fest verbunden sind, gehalten, so dass der Dichtschieber 182 auch bei gegenüber der Darstellung in Fig. 1 gestürzten, anderen, am Halteflansch 18 angeschraubten Drehstellungen seine dichte Lage an der Schieberführung 162 beibehält und nicht von der Schieberführung 162 beispielsweise in Umfangsrichtung wegfällt. Die Schieberführung 162 kann beispielsweise durch eine der mit ihrer Achse 30 dargestellten Stiftschrauben lagemäßig zwischen dem Deckel 28 und der Rückwand 14 fixiert werden.

Aus der Rückwand 14 ragen in den Zwischenraum 106 umfangmäßig verteilt mehrere Leckablüfe 190 hinein. Diese schlauchbeziehungsweise röhrchenförmigen Leckablüfe 190 verbinden über in der Zeichnung nicht dargestellte, in dem Wellenträger 50 ausgebildete Längs- und Querbohrungen die einzelnen Lagerräume miteinander, so dass sie zur Schmierung dieser Lager zu verwenden sind.

Zwischen der linken beziehungsweise rechten Statorhälfte 132 beziehungsweise 134 und dem Deckel 28 beziehungsweise der Rückwand 14 ist jeweils eine Dichtscheibe 410 eingelegt. Diese beiden Dichtscheiben verhindern, dass das jeweils geförderte Medium in die zwischen dem Stator und dem Deckel beziehungsweise der Rückwand vorhandenen Spalten hineindringen kann, was den Reinigungsaufwand der Pumpe ganz erheblich aufwändiger gestalten würde.

Vom Rotorkragen 120 des Rotors 70. (Fig. 1) ist in Fig. 2 die radiale Draufsicht auf seinen radial inneren Umfangsrand 308 und in Fig. 3 eine dazu vergleichbare radiale Draufsicht auf seinen radial äußeren Umfangsrand 309 dargestellt. Der Rotorkragen 120 besitzt eine etwa wellenförmige Gestalt, die sich aus wechselweise abgeknickt aneinanderstoßenden geraden Abschnitten zusammensetzt.

Der Rotorkragen 120 besitzt an seinen - bezogen auf die Achse 22 - axial maximal ausgelenkten Bereichen ebene Außenflächen 300, 302. Diese zueinander unterschiedlich großen Außenflächen 300, 302 sind im vorliegenden Beispielsfall jeweils zweimal auf jeder der beiden Außenseiten 304, 306 jeweils abwechselnd und gleichmäßig verteilt vorhanden. In Fig. 4 sind auf der sichtbaren Außenseite 306 zwei ebene Außenflächen 300 und zwei ebene Außenflächen 302 jeweils einander gegenüberliegend vorhanden. Auf der in Fig. 4 nicht sichtbaren gegenüberliegenden Außenseite 304 sind ebenfalls zwei ebene Außenflächen 300 und zwei ebene Außenflächen 302 vorhanden. Dabei liegt jeweils einer ebenen Außenfläche 300 auf der Außenseite 306 eine ebene Außenfläche 302 auf der anderen Außenseite 304 gegenüber. Dies ist aus den Fig. 2 und 3 zu erkennen. Jede ebene Fläche 300, 302 stellt die Teilfläche eines Kreissektors dar. Die radiale Ausdehnung jeder ebenen Außenfläche 300, 302 entspricht der radialen Ausdehnung des Rotorkragens 120.

Zwischen jeweils einer ebenen Außenfläche 300 und einer ebenen Außenfläche 302 ist jeweils eine weitere ebene Außenfläche 310

vorhanden. Jede dieser ebenen Außenflächen 310 stößt mit ihrem einen umfangsmäßigen Ende an eine ebene Außenfläche 300 und mit ihrem entgegengesetzten umfangsmäßigen Ende an eine ebene Außenfläche 302.

Der Rotor 70 besitzt im vorliegenden Beispielsfall einen Rotorkragen 120 mit einem Innenradius 312 von 25 Millimeter und einem Außenradius 314 von 50 Millimeter. Die radiale Ausdehnung des Rotorkragens beträgt damit 25 Millimeter.

Die maximale axiale Ausdehnung 318 des Rotorkragens 120 beträgt im vorliegenden Fall 29 Millimeter. Das in axialer Richtung vorhandene Versatzmaß 320 beträgt im vorliegenden Beispielsfall 17 Millimeter. Daraus ergibt sich als Differenz die axiale Spaltbreite 322 des Durchbruches 184 des Dichtschiebers 182 von 12 Millimetern. In den Fig. 2 und 3 sind diese Maße dargestellt. Der Rotorkragen 120 ist dabei in unterschiedlichen Rotationsstellungen zu dem in Umfangsrichtung feststehenden Dichtschieber 182 dargestellt. Die Spaltbreite 322 von im vorliegenden Beispielsfall 12 Millimetern entspricht auch der maximalen Dicke 324 des Rotorkragens im Bereich der zwischen den in axialer Richtung einander gegenüberliegenden Außenflächen 300, 302.

Die ebene Dichtfläche 300 hat - jeweils in Umfangsrichtung - eine minimale Ausdehnung 342 von 11,4 Millimetern und eine maximale Ausdehnung 344 von 23,9 Millimetern. Die ebene Dichtfläche 302 hat eine entsprechende minimale beziehungsweise maximale Ausdehnung 346, 348 von 3,8 Millimetern beziehungsweise 7,6 Millimetern.

Die einander im Durchbruch 184 gegenüberliegenden Laibungswände 326, 328 des Dichtschiebers 182 sind identisch ausgebildet. Sie besitzen jeweils in Umfangsrichtung einen vorderen und hinteren Bereich 330, 332 mit einer ebenen Außenfläche. Auch der dazwischen liegende mittlere Bereich 334 besitzt eine ebene Außenfläche. Diese drei ebenflächigen Bereiche 330, 332, 334

stoßen so winklig aneinander, dass der Rotorkragen bei seiner Rotation beidseitig an den Bereichen 330, 332, 334 der beiden Laibungswände 326, 328 anliegt. Der Rotorkragen liegt dabei auf beiden Laibungswänden praktisch durchgehend nicht mit einer radialen Dichtlinie, sondern mit einer Dichtfläche an den entsprechenden Bereichen 330, 332, 334 der beiden Laibungswände 326, 328 an.

Die mittleren beiden Bereiche 334 der beiden Laibungswände 326, 328 sind parallel zueinander und auch parallel zu den ebenen Außenflächen 300, 302 des Rotorkragens 120 angeordnet. Die vorderen und hinteren Bereiche 330, 332 verjüngen sich in radialer Richtung (Fig. 5). Ihre minimalen und maximalen Ausdehnungen (350, 352) in Umfangsrichtung betragen im vorliegenden Beispielsfall 1,08 Millimeter beziehungsweise 3,28 Millimeter. Der dazwischen liegende mittlere Bereich 334 vergrößert sich entsprechend in radialer Richtung.

Im Bereich des Stators 130 (Fig. 1) liegt der Rotorkragen mit seinen ebenen Außenflächen 300, 302 einerseits an der linken Statorhälfte 132 beziehungsweise an der rechten Statorhälfte 134, ebenfalls unter Bildung einer Dichtfläche, abdichtend an.

In Fig. 7 ist eine der Fig. 2 vergleichbare Darstellung eines Rotorkragens nach dem Stand der Technik dargestellt. Der Rotorkragen 120.7 besitzt eine wellenförmige Gestalt, ohne abgeknickt aneinander stoßende Bereiche. Dadurch kann dieser Rotorkragen in dem Durchbruch 184.7 eines im Stand der Technik bekannten Dichtschiebers 182.7 in den jeweils abdichtenden Bereichen nur in Form einer Dichtlinie 340 anliegen. Die Ausbildung einer Dichtlinie 340 stellt eine gegenüber der erfindungsgemäßen Dichtfläche verschlechterte Abdichtung dar. Die erfindungsgemäße Dichtfläche ist unterschiedlich groß, in jedem Fall aber größer als der sich aus der Dichtlinie 340 ergebende Dichtbereich.

Ansprüche

01. Pumpe (10)

- mit einem einen Deckel (28), eine Rückwand (14) und eine dazwischen angeordnete Mantelwand (24) aufweisenden Pumpengehäuse (12),
- mit einem Rotor (70), der drehfest auf einer mit einem motorischen Antrieb verbindbaren Antriebswelle (60) vorhanden ist und der einen radial wegstehenden, wellenförmig umlaufenden Rotorkragen (120) besitzt,
- mit den Rotorkrägen in axialer Richtung beidseitig begrenzenden, einen Pumpkanal (124) zwischen sich freilassenden Begrenzungsflächen,
- mit einem Einlass (152) und einem Auslass für den Pumpkanal (124),
- mit einem in axialer Richtung verstellbaren, an dem Rotorkragen (120) in axialer Richtung beidseitig dichtend anliegenden und den Pumpkanal (124) zwischen dem Einlass (152) und dem Auslass unterteilenden Dichtschieber (182),
- dadurch gekennzeichnet, dass
- der Rotorkragen (120) zumindest in Umfangsrichtung abschnittsweise ebene Außenflächen (300, 302, 310) auf zumindest einer seiner beiden einander gegenüberliegenden Außenseiten aufweist.

02. Pumpe nach Anspruch 1,

- dadurch gekennzeichnet, dass
- diese ebenen Außenflächen (300, 302) im Bereich der sich jeweils am weitesten in axialer Richtung des Rotors erstreckenden Bereiche des Rotorkragens (120) vorhanden sind.

21

03. Pumpe nach Anspruch 1 oder 2,  
- dadurch gekennzeichnet, dass  
- diese ebenen Außenflächen (310) in Bereichen des Rotorkragens vorhanden sind, die zwischen den sich jeweils am weitesten in axialer Richtung des Rotors erstreckenden Bereichen des Rotorkragens (120) vorhanden sind.

04. Pumpe nach Anspruch 3,  
- dadurch gekennzeichnet, dass  
- ausgerundete Außenflächen in Bereichen der sich jeweils am weitesten in axialer Richtung des Rotors erstreckenden Bereichen des Rotorkragens vorhanden sind.

05. Pumpe nach einem der vorstehenden Ansprüche,  
- dadurch gekennzeichnet, dass  
- das in axialer Richtung des Rotors sich darstellende Abbild einer ebenen Fläche (300, 302, 310) eine Teilfläche eines Kreissektors ist.

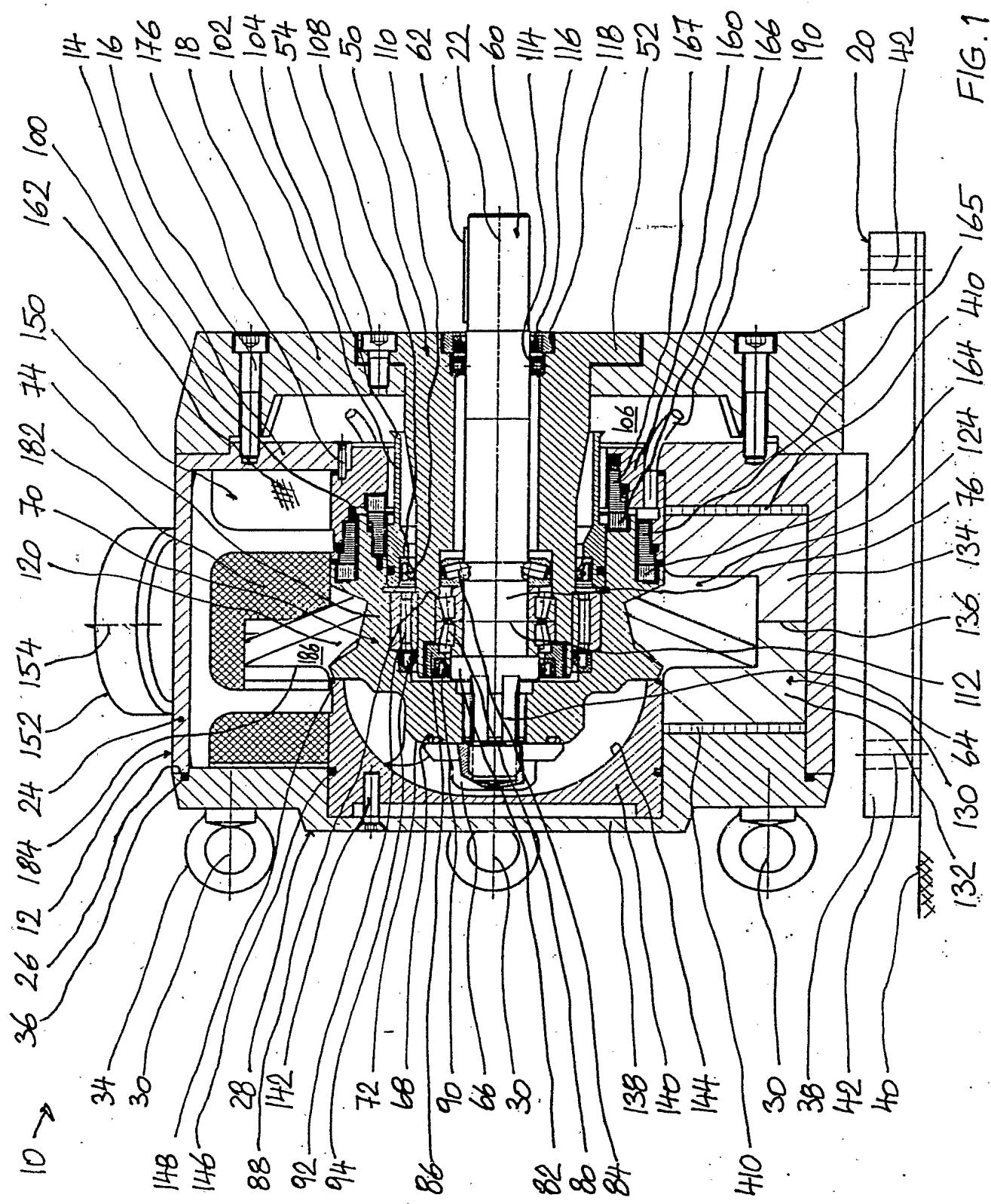
06. Pumpe nach einem der vorstehenden Ansprüche,  
- dadurch gekennzeichnet, dass  
- die beiden seitlichen, einander gegenüberliegenden Laibungswände (326, 328) des schlitzartigen Durchbruches (184) des Dichtschiebers, an welchen Laibungswänden der Rotorkragen (120) mit seinen beiden Außenseiten dichtend anliegt, zumindest bereichsweise eine ebene Außenfläche (330, 332, 334) aufweisen.

07. Pumpe nach Anspruch 6,  
- dadurch gekennzeichnet, dass  
- auf jeder der beiden Laibungswände (326, 328) gleiche ebene Außenflächen vorhanden sind.

08. Pumpe nach Anspruch 6 oder 7,
  - dadurch gekennzeichnet, dass
  - ebene Außenflächen (330, 332) im - bezogen auf die Umfangsdrehrichtung des Rotors - vorderen und hinteren Bereich der Laibungswand (326, 328) vorhanden sind.
09. Pumpe nach Anspruch 8,
  - dadurch gekennzeichnet, dass
  - eine ebene Außenfläche (334) auch im - bezogen auf die Umfangsdrehrichtung des Rotors - mittleren Bereich der Laibungswand (326, 328) vorhanden ist.
10. Pumpe nach Anspruch 9,
  - dadurch gekennzeichnet, dass
  - aneinander stoßende Außenflächen der Laibungswand (326, 328) winklig aneinander stoßen.
11. Pumpe nach Anspruch 10,
  - dadurch gekennzeichnet, dass
  - die Stoßkante zwischen jeweils aneinander stoßenden Außenflächen ausgerundet ist.
12. Pumpe nach Anspruch 10 oder 11,
  - dadurch gekennzeichnet, dass
  - die - bezogen auf die Umfangsdrehrichtung des Rotors (70) - Außenkontur des Querschnittes dieser Stoßkante der entsprechenden Innenkontur der Stoßkante entspricht, die zwischen aneinander stoßenden ebenen Außenflächen (300, 310) des Rotorkragens (120) vorhanden ist.

1/3

23



2/3

24

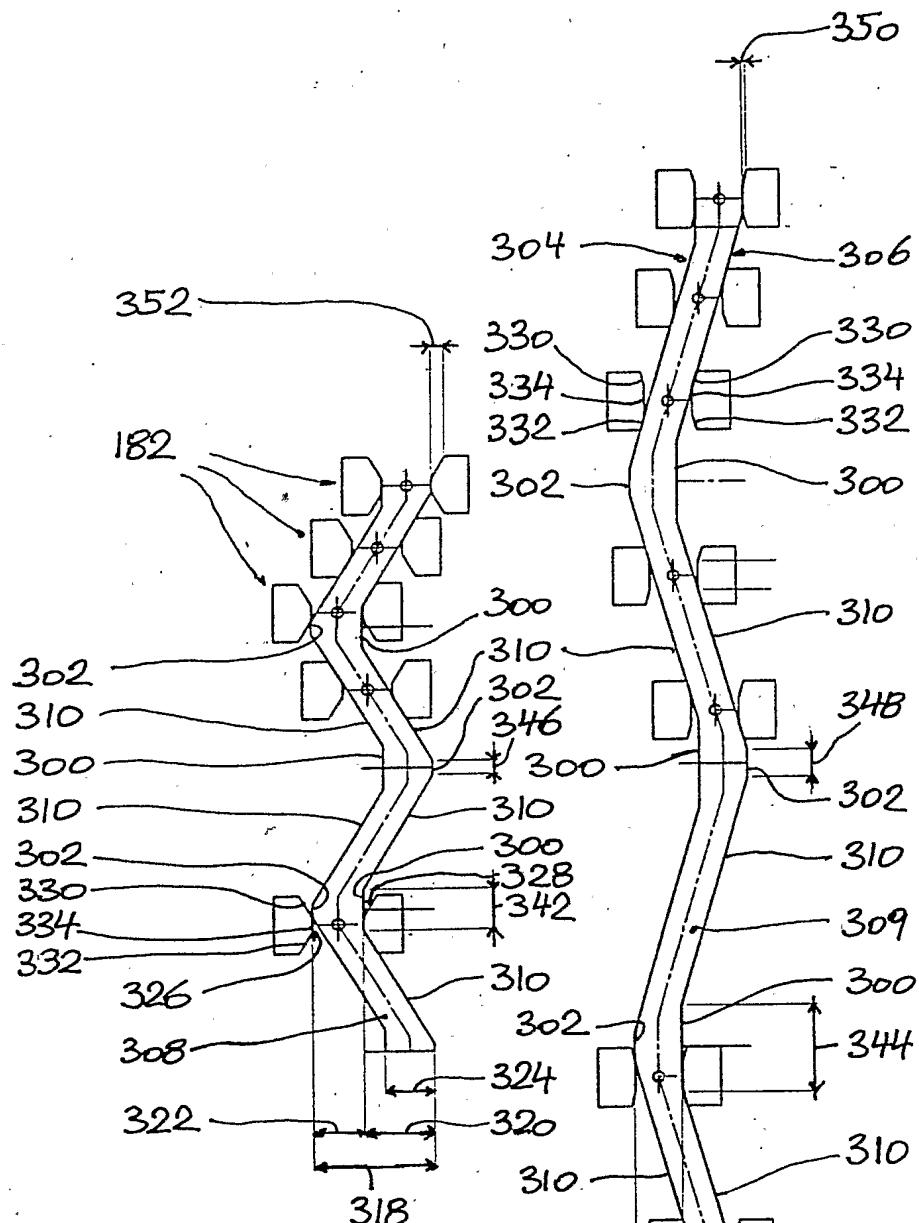


FIG. 2

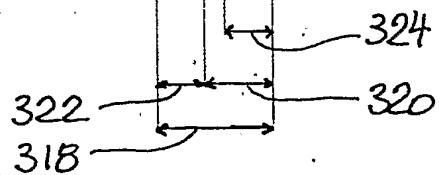


FIG. 3

3/3

25

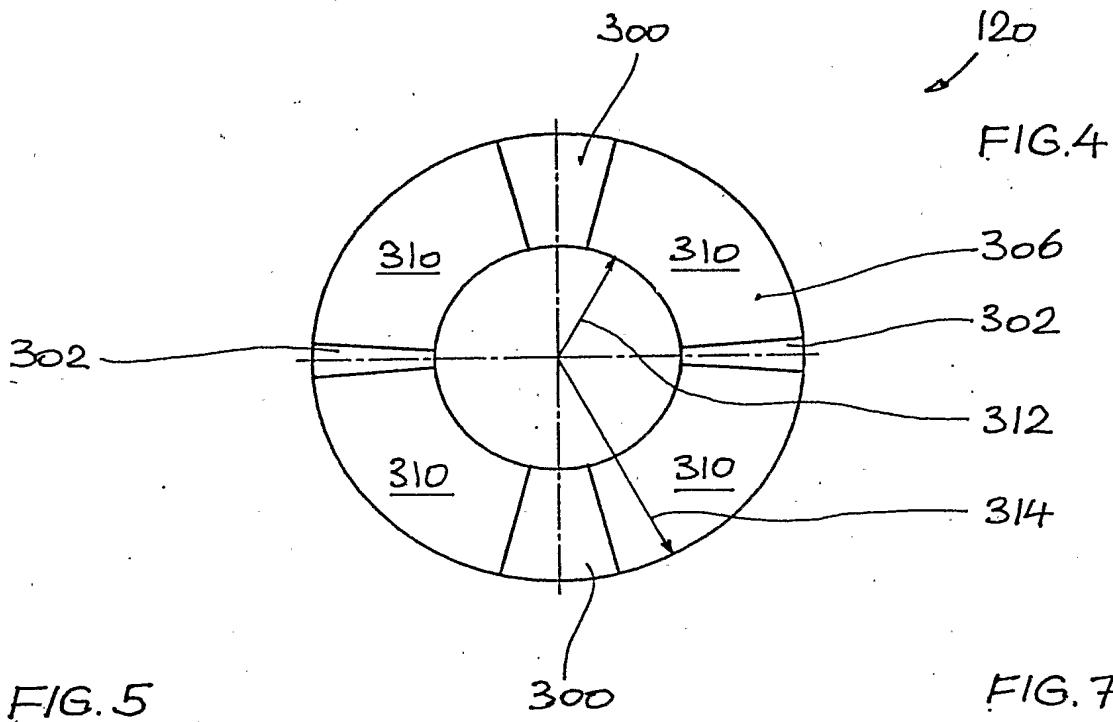


FIG. 5

FIG. 7

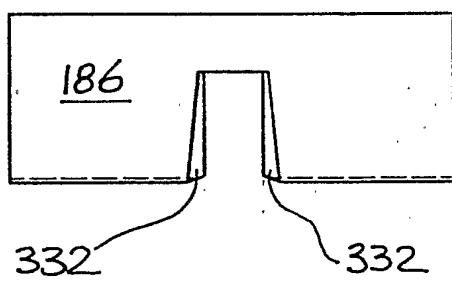


FIG. 6

